

УДК 539.3

**А.Н. МАЛАКЕЙ, Г.Д. ГРИЦЕНКО**, канд. техн. наук,  
ГП “Завод им. Малышева”, **С.Т. БРУЛЬ**, Центральное бронетанковое  
управление Вооружения Главного управления логистики  
Командования сил поддержки Вооруженных Сил Украины,  
**С.Н. ВОРОНЦОВ**, канд. техн. наук, НТУ “ХПИ”

## К ВОПРОСУ О МОДЕЛИРОВАНИИ ДВИЖЕНИЯ БОЕВЫХ КОЛЕСНЫХ МАШИН

Запропоновано об'єктний підхід до аналізу та синтезу динамічних систем на прикладі бойової колісної машини. Розроблено алгоритми та програмне забезпечення для визначення коливань корпусу та зусиль, що діють на нього з боку підвіски.

Objective approach is offered to the analysis and synthesis of the dynamic systems on the example of fighting wheeled machine. Algorithms and software are developed for determination of vibrations of corps and efforts which operate on him from the side of suspension bracket.

**Состояние вопроса.** Проектирование новых или модернизация существующих образцов военных гусеничных или колесных машин не может осуществляться на высоком техническом уровне без создания новых и совершенствования существующих методов, методик и алгоритмов для теоретического исследования динамики этих машин, которые на современном этапе представляют собой сложные программно-аппаратные вычислительные комплексы. При этом можно выделить следующие основные требования к соответствующему программному обеспечению:

1. Гибкость используемого алгоритма, что позволяет при необходимости добавлять в модель описание новых технических решений.
2. Использование алгоритмов оптимизации.
3. Возможность работы программного обеспечения в реальном режиме времени.

Моделированию движения колесных машин (КМ) посвящено достаточно большое количество работ, среди которых можно отметить следующие: [1-21]. В развитие теории, исследование и проектирование систем поддрессирования (СП) КМ существенный вклад внесли Е.А. Чудаков, Р.В. Ротенберг, Я.М. Певзнер, Н.Н. Яценко, А.А. Хачатуров, П.В. Аксенов, И.С. Цитович, А.А. Силаев, А.Д. Дербаремдикер, В.Ф. Платонов, Г.А. Смирнов, А.Б. Гредескул, Н.Я. Говорушенко, В.А. Карпенко.

В теории поддрессирования и расчете параметров подвески транспортных средств выделилось два подхода [19]:

- решение задачи в *детерминированной постановке* (профиль дорожных неровностей описывается наперед заданной функцией, чаще всего гармонической);
- *статистический подход*, когда возмущение со стороны дорожного

профиля является случайной величиной.

Статистическая теория, ввиду сложности своего математического аппарата, требует максимального упрощения математической модели, использования линейных дифференциальных уравнений и учета простейших нелинейностей, что приводит к большим погрешностям. В связи с этим данный подход получил распространение при моделировании движения транспортных средств (в основном автомобилей) по дорогам с покрытием и, как правило, для расчета средней скорости движения, расхода топлива, среднего процента использования мощности двигателя, времени движения на различных передачах и т.п. В этих дорожных условиях пробой подвесок и отрывы колес от дорожного полотна, которые являются существенными нелинейностями, практически отсутствуют. Нелинейностью же приведенных к оси колеса характеристик упругого элемента и демпфирующего устройства, ввиду небольшого хода подвески и ее вертикальной скорости, пренебрегают. В данном случае микропрофиль дороги рассматривается как эргодическая стационарная случайная функция высоты его неровностей в зависимости от длины. В настоящее время для автомобильных дорог он достаточно хорошо изучен и считается, что распределение высот неровностей практически подчиняется нормальному закону. Качество поддрессоривания (плавность хода), согласно отраслевой нормали, оценивается средними квадратическими величинами вертикальных ускорений поддрессоренной массы. Дополнительно оценивается величина максимальных вертикальных ускорений поддрессоренных масс, вероятность появления которых составляет более 1,5%. Конкретные допустимые значения указанных параметров зависят от частоты вертикальных колебаний и назначения транспортного средства.

Детерминированный подход оперирует с менее сложным математическим аппаратом, позволяет учесть все необходимые нелинейные свойства как подвески, так и колебательной системы в целом и получить высокую точность результатов. Он используется при расчете систем поддрессоривания транспортных средств, которые предназначены для эксплуатации в основном на грунтовых дорогах и пересеченной местности, когда регулярно наблюдаются отрывы колес (опорных катков) от грунта, пробой подвески, а также вероятны удары корпусом машины о межколейное пространство. В этом случае осредненные статистические характеристики колебаний не позволяют достоверно оценить качество поддрессоривания. Его необходимо оценивать по максимальным значениям параметров, когда происходят пробой подвески, посадка стабилизированного вооружения военной машины на упоры, превышение скорости продольно-угловых колебаний поддрессоренного корпуса над возможностями приводов стабилизатора.

Анализ грунтовых дорог и дорог, наезженных гусеничными машинами (ГМ) и многоопорными КМ, показывает, что их профиль неровностей близок к гармоническому и является наихудшим по плавности хода. В работе [20] приведены функции распределения по пути высот и длин неровностей,

которые были получены путем непрерывной регистрации больших участков дорог, наезженных ГМ, а также грунтовых дорог и местности для средней полосы европейской части бывшего СССР. Констатируется, что на дорогах, наезженных ГМ, расстояние между неровностями как правило составляет 8...10м (две базы машины), а сам профиль неровностей близок к гармоническому, т.е. ГМ “выбивают” определенный профиль, который оказывается наиболее неблагоприятным по плавности хода.

Использование же детерминированных гармонических профилей неровностей в качестве расчетных позволяет на этапе проектирования СП и оптимизации ее характеристик обеспечить наилучшее качество поддрессирования в наихудших дорожных условиях, соответствующих резонансным режимам движения. Если на указанных профилях подвеска будет удовлетворять заданным требованиям, то на любом другом профиле неровностей качество поддрессирования будет еще выше.

**Постановка задачи.** Используя приведенные выше результаты аналитического обзора, сформулируем основные допущения, принятые при решении актуальной задачи моделирования движения КМ для решения задачи повышения плавности хода и снижения нагруженности ходовой части:

1. КМ совершает плоско-параллельное движение в продольной плоскости симметрии с постоянной скоростью.
2. Отсутствует влияние продольных и поперечных реакций дороги на колебание масс КМ.
3. Деформации корпуса КМ (изгиб и кручение) отсутствуют (исключение составляют длинбазные шасси).
4. Принимается точечный контакт шин с дорогой (распределенный контакт по площадке конечных размеров может учитываться только при движении по характерным профилям, например по крупнобулыжной мостовой).
5. Неуравновешенность и гироскопические моменты вращающихся масс двигателя и трансмиссии равны нулю.

Уравнения, описывающие динамику системы, основаны либо на законах Ньютона, что приводит к системе дифференциальных уравнений второго порядка, либо на уравнениях Лагранжа, когда энергетические зависимости приводят к системе совместных уравнений. Если ньютоновы и лагранжевы уравнения представляются в одинаковых системах координат, то динамика системы будет описываться одними и теми же уравнениями.

Выбор и количество обобщенных координат, как правило, определяется типом, характеристикой и назначением рассматриваемой КМ, а также поставленными задачами исследований. Современный колесный бронетранспортер представляет собой многоопорную машину с жестким бронированным корпусом, мощным двигателем, усовершенствованной трансмиссией и стабилизированным в двух плоскостях вооружением. Он предназначен для эксплуатации на грунтовых дорогах, в условиях

пересеченной местности и дорогах с покрытием, должен обладать высокими средними скоростями движения в указанных дорожных условиях и обеспечивать эффективное применение стабилизированного вооружения при стрельбе с ходу на достаточных скоростях движения.

Исходя из вышеизложенного, будем считать ньютоновы зависимости более предпочтительными для составления уравнений, описывающих динамику КМ при движении по неровностям, а в качестве обобщенных координат выберем:  $Z$ ,  $\varphi$  – соответственно вертикальные и продольно-угловые колебания поддрессоренного корпуса, а также  $q_{ki}$  – вертикальные колебания неподдрессоренных масс  $i$ -й подвески. Расчетная схема рассматриваемой колебательной системы представлена на рис. 1.

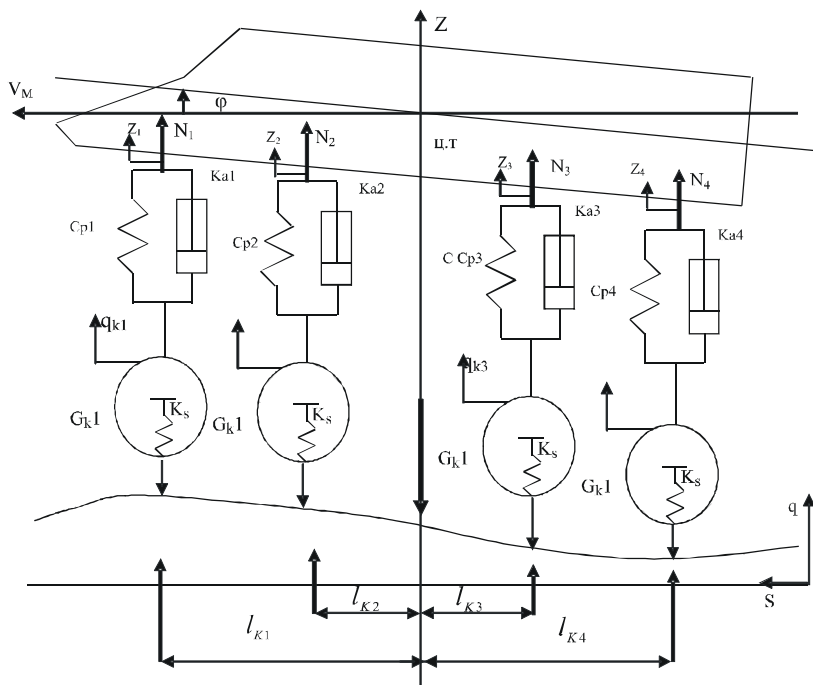


Рис.1. Расчетная схема системы поддрессоривания

Тогда дифференциальные уравнения колебаний рассматриваемой системы можно записать в следующем виде:

$$\begin{aligned}
& \frac{M_{\Pi}}{2} Z + \sum_{i=1}^{NK} N_{zpi} + \frac{M_{\Pi}}{2} = 0; \\
& \frac{I_{\Pi}}{2} Z + \sum_{i=1}^{NK} N_{zpi} \cdot l_{ki} = 0; \\
& m_1 Z + R_1 - N_{zp1} = 0; \\
& \dots\dots\dots \\
& m_i Z + R_i - N_{zpi} = 0; \\
& \dots\dots\dots \\
& m_n Z + R_n - N_{zpn} = 0;
\end{aligned} \tag{1}$$

где  $Z$ ,  $\phi$  – соответственно амплитуды вертикальных и продольно-угловых колебаний поддрессоренного корпуса;  $q_1 \dots q_n$  – вертикальные перемещения неподдрессоренных масс;  $M_{\Pi}$ ,  $I_{\Pi}$ , и  $m_1 \dots m_n$  – соответственно масса и момент инерции поддрессоренного корпуса, а также неподдрессоренные массы (колеса и часть элементов подвески и трансмиссии);  $n$  – число подвесок одного борта;  $N_{zpi}$  – результирующая сила действующая на поддрессоренный корпус со стороны оси  $i$ -го колеса;  $l_i$  – расстояние центра тяжести до оси  $i$ -го колеса по горизонтали с учетом знака;  $R_i$  – результирующая сила, действующая со стороны опорной поверхности на неподдрессоренную массу.

Из уравнений видно, что полная вертикальная составляющая реакции грунта является основным фактором, влияющим как на колебания поддрессоренного корпуса, так и на динамическую нагруженность корпуса, узлов и механизмов КМ. Она определяется следующим образом:

$$N_{zpi} = N_{zi} + N_{ai} + N_{ui}; \tag{2}$$

где  $N_{zi}$ ,  $N_{ai}$ ,  $N_{ui}$  – составляющие полной реакции, обусловленные соответственно действием упругого элемента (торсиона), амортизатора ( $N_{ai}$  положительно на прямом ходе подвески и отрицательно на обратном) и шарниров подвески.

В случае возникновения пробоев подвески к полной вертикальной составляющей  $N_{zpi}$  на оси колеса добавляется составляющая  $N_{ui}$ , обусловленная реакцией со стороны деформируемого упругого упора.

При отрыве колеса от грунта на обратном ходе подвески реакция  $N_{zpi}$  становится равной нулю до момента соприкосновения колеса с опорной поверхностью. При этом движение колеса в процессе отрыва будем рассчитывать путем интегрирования соответствующего дифференциального уравнения.

Для моделирования работы гидравлических демпфирующих устройств необходимо учитывать не только гидравлические процессы в данных

устройствах, но и особенности их конструктивного исполнения, применяемой жидкости, закона изменения скорости перемещения подвижного звена. Структура математической модели показана на рис.2 [39].



Рис.2. Структура математической модели гидравлического демпфирующего устройства (ГА – гидравлический амортизатор)

**Система автоматизированного анализа и синтеза системы поддрессоривания.** Системы автоматизированного анализа и синтеза при проектировании новых образцов технических объектов получают все

большее распространение. Данный процесс полностью соответствует закону стадийного развития техники, и его преимущества и перспективы не нуждаются в декларации. В условиях рыночной экономики и быстро меняющейся ее конъюнктуры на научные исследования, проектирование новых или модернизацию уже готовых изделий отводится все меньше времени при условии достижения все более высоких качественных показателей. Разрешить данное противоречие можно, лишь создав гибкую систему автоматизированного проектирования, удобную в работе, легко наращиваемую и дополняемую. Для этого необходимо не только использовать все возможности анализа и синтеза технических объектов, но и отказаться от традиционных подходов в программировании, применив объектно-ориентированное программирование.

До последнего времени проектирование систем и агрегатов колесных и гусеничных машин (КГМ) велось на основе математического моделирования их работы и динамики машины в целом. Оно состояло, в основном, во все большем усложнении модели, учете неохваченных нелинейностей с дальнейшим проведением параметрической оптимизации. При этом используемое программное обеспечение было ориентировано на один тип исследуемых технических объектов. Переход к другому типу (структуре), часто приводил к необходимости практически полного обновления компьютерной программы. О характерных проблемах такого подхода применительно к системам поддрессирования КГМ и первых попытках их решения можно судить по работам [1, 2].

Кроме того, часто в силу тех или иных причин параметрическая оптимизация уже не позволяла на практике более или менее значительно улучшить качество изделия. В этом случае, в соответствии с законом прогрессивной эволюции технических систем, необходимо переходить к структурной оптимизации, а затем и к синтезу новых физических принципов действия (ФПД) исследуемых узлов, на основе банка известных физико-технических эффектов. Первоначальные результаты в данном направлении для СП КГМ приведены в работе [3].

Целью представленных ниже исследований является разработка методологии и структуры системы автоматизированного анализа и синтеза СП КГМ на основе объектно-ориентированного программирования.

Объектный подход исторически сложился из двух противоположных тенденций:

- преодоление недостаточности методов структурного проектирования, которые сосредоточивались на декомпозиции алгоритмов и уделяли мало внимания декомпозиции данных (объектов);
- преодоление недостаточности методов проектирования систем баз данных, особенно технологии ER-диаграмм (Entity-Relationship – сущность-связи), в которых, наоборот, основной целью является построение схемы взаимосвязанных сущностей-объектов, т.е. структуры данных.

Объектная модель принципиально отличается от моделей, которые связаны с более традиционными методами структурного анализа, проектирования и программирования. Объектный подход обеспечивает ряд существенных удобств, которые другими моделями не предусматривались. Наиболее важно, что объектный подход позволяет создавать модели, которые свойственны хорошо структурированным сложным системам. Можно выделить следующие *преимущества* объектной модели.

1. Объектная модель позволяет в полной мере использовать выразительные возможности объектных и объектно-ориентированных языков программирования.

2. Использование объектного подхода существенно повышает уровень унификации разработки и пригодность для повторного использования не только программ, но и проектов, что в конце концов ведет к созданию среды разработки. Объектно-ориентированные системы часто получаются более компактными, чем их не объектно-ориентированные эквиваленты. А это означает не только уменьшение объема кода программ, но и удешевление проекта за счет использования предыдущих разработок, что дает выигрыш в стоимости и времени.

3. Использование объектной модели приводит к построению систем на основе стабильных промежуточных описаний, что упрощает процесс внесения изменений. Это дает системе возможность развиваться постепенно и не приводит к полной ее переработке даже в случае существенных изменений исходных требований.

4. Объектная модель уменьшает риск разработки сложных систем прежде всего потому, что процесс интеграции растягивается на все время разработки, а не превращается в единовременное событие. Объектный подход состоит из ряда хорошо продуманных этапов проектирования.

В настоящее время объектно-ориентированное проектирование - единственная методология, позволяющая справиться со сложностью, присущей очень большим системам.

Базовым комплексом понятий является объектная модель, которая включает четыре главных элемента:

- **Абстрагирование**, выделяющее существенные характеристики объекта. Объект, как абстракция сущности, обладает состоянием и поведением. Структура и поведение схожих объектов определяет общий для них класс.

- **Инкапсуляция**, отделяющая внешнее поведение объекта (интерфейс) от его реализации. В интерфейсной части собрано все, что касается взаимодействия данного объекта с другими объектами. Реализация скрывает от других объектов все детали, не имеющие отношения к процессу взаимодействия объектов.

- **Модульность**, декомпозирующая систему на внутренне связанные, но слабо связанные между собой модули. Если классы и объекты составляют



логическую структуру, то модули образуют физическую структуру системы. Модули выполняют роль физических контейнеров, в которые помещаются определения классов и объектов при логическом проектировании системы.

- **Иерархия**, выполняющая упорядочение абстракций, расположение их по уровням. Основными видами иерархии применительно к сложным системам являются структура наследования классов (иерархия “is-a”) и структура агрегации объектов (иерархия “part of”).

На рис. 3 представлена структурная схема разрабатываемой системы автоматизированного анализа и синтеза СП КГМ. В упрощенном варианте данная система уже позволяет проводить оценку параметров плавности хода и динамической нагруженности узлов ходовой части и точек крепления их к корпусу для колесных и гусеничных машин различных модификаций, при движении в дорожных условиях (гармонический профиль и реальные трассы) разной степени тяжести.

Дифференциальные уравнения вертикальных ( $z$ ) и продольно-угловых ( $\phi$ ) колебаний подрессоренного корпуса ГКМ можно представить в следующем виде:

$$\begin{cases} \frac{m\ddot{z}}{2} = \sum_{i=1}^{N_k} N_{zpi} + \sum_{j=1}^k N_{zvj} - \frac{mg}{2}; \\ \frac{J\ddot{\phi}}{2} = \sum_{i=1}^{N_k} N_{zpi}l_{zi} + \sum_{i=1}^{N_k} N_{xpi}l_{xi} + \sum_{j=1}^k N_{xvj}l_{vj}. \end{cases}$$

Здесь  $m$  и  $J$  – соответственно масса и момент инерции подрессоренного корпуса;  $N_k$  – число катков (колес) одного борта;  $N_{zpi}$  и  $N_{xpi}$  – соответственно полные вертикальная и горизонтальная составляющие реакции грунта на катке (колесе)  $i$ -й подвески;  $N_{zvj}$  и  $N_{xvj}$  – соответственно вертикальная и горизонтальная составляющие внешней силы  $N_{vj}$  (удары о дорожный профиль корпусом или узлами ходовой части, отдача при выстреле и т.п.), действующей на подрессоренный корпус;  $l_{zi}$ ,  $l_{xi}$ ,  $l_{vj}$  – плечи действия соответствующих реакций и сил относительно центра масс.

Точность расчета колебаний подрессоренного корпуса при движении ГКМ по неровностям определяется точностью вычисления реакций  $N_{zpi}$  и  $N_{xpi}$ , а также плеч  $l_{zi}$ ,  $l_{xi}$ ,  $l_{vj}$  в каждый момент времени. Указанные реакции имеют составляющие, обусловленные упругим элементом, работой демпфирующего устройства и буферов сжатия и отдачи, влиянием характеристик шины для колесной машины или гусеницы для гусеничной машины, а также силами инерции неподдресоренных масс ходовой части.

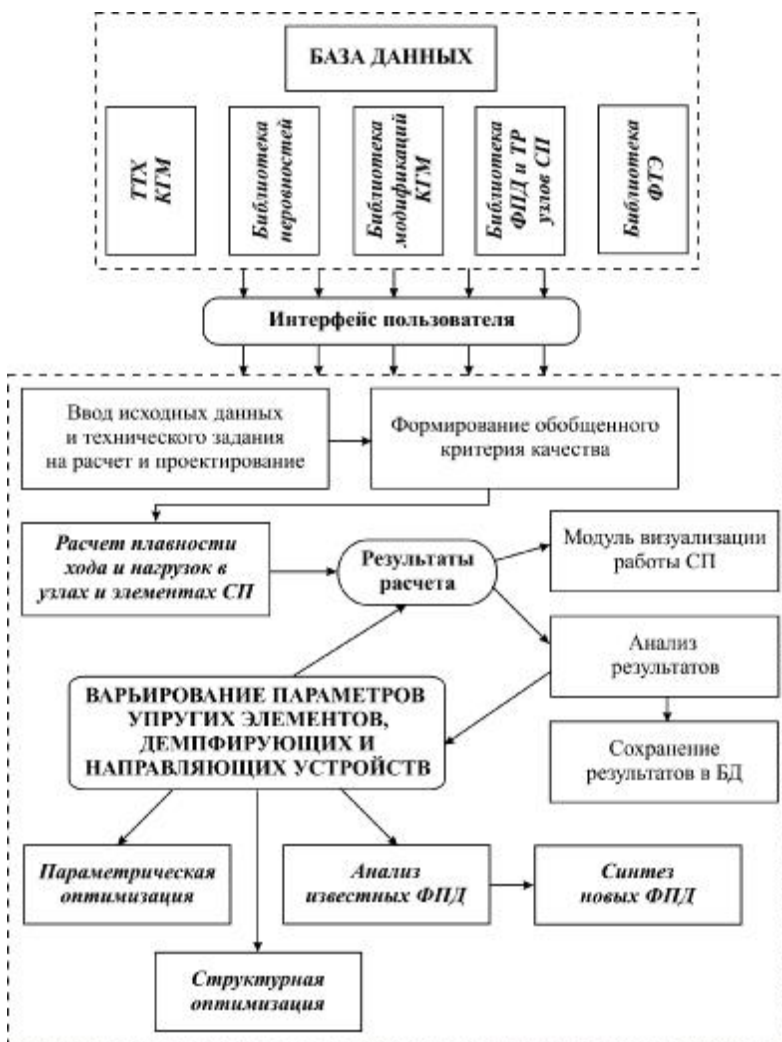


Рис.3. Структурная схема системы автоматизированного анализа и синтеза СП КГМ

Точность определения соответствующих плечей, а также пробоев подвески и моментов начала и окончания отрывов катков (колес) от неровностей определяется точностью описания кинематики направляющих устройств подвески и наличия дифференциального уравнения движения катка (колеса) подвески в процессе его отрыва от грунта.

Использованные в представленной системе автоматизированного анализа и синтеза СП КГМ математические модели движения ГМ и КМ по

неровностям были проверены путем сравнения расчетных параметров плавности хода и динамической нагруженности узлов ходовой части с экспериментальными данными, полученными в процессе полигонных испытаний. Применяемые при моделировании подходы позволили обеспечить расхождение между расчетом и экспериментом, по основным параметрам не превышающее 10...15% [1].

**Параметры модели**

Число колес с одной стороны:

Параметры шасси:

Высота БТ, мм	1100	Высота оси балансира от пружины с одной стороны, мм	1025
Средняя жесткость, мм	170	Высота оси балансира от пружины с другой стороны, мм	1001
Динамическая жесткость, мм	150	Высота оси направляющих вальцов, мм	200
Полная жесткость, мм	162	Расстояние между осями балансира, мм	370
Динамическая жесткость в поперечном направлении, мм	190	Длина опорной поверхности пружины, мм	422

Параметры колес:

Радиус, мм	361
Опорная поверхность, мм	361
Направление вращения, мм	323
Балансировка, мм	360

Параметры осей:

Позиция	1	2	3	4	5
Прямая база	1.5	1	1.5	2	3.1
Наклонный порт	1.353	1.837	1	1.23	3.1

Расстояние от центра 1-го вальца до центра остальных осей:

Позиция	1	2	3	4	5
Расстояние	0.0	3.3	0.75	-	2.0

Buttons: OK, Cancel, Help

Рис. 4. Окно ввода исходных данных системы поддрессирования, обусловленных конструктивными особенностями

На рис.4-7 представлены скриншоты программы, которые позволяют анализировать в процессе расчета текущие параметры плавности хода и динамической нагруженности узлов всех подвесок.

На рис. 8-12 представлены некоторые результаты расчета колебаний бронированной машины легкой категории по весу, которые могут использоваться для анализа плавности хода КМ при движении

по неровностям или для использования полученных результатов в дальнейших исследованиях, например, при исследовании напряженно-деформированного состояния деталей (рис. 13, 14).

**Выбор неровности**

Профиль неровности:

- ☒ Равный
- ☐ Гармонический

Новый профиль:

- Категория 1
- Категория 2
- Категория 3
- Категория 4
- Полигон
- Новый профиль

Buttons: OK, Cancel

Рис. 5. Выбор профиля неровности

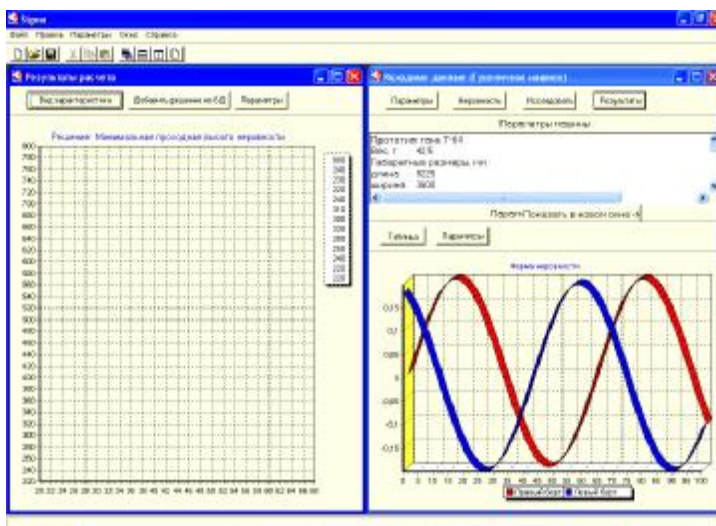


Рис. 6. Графические результаты вычислений

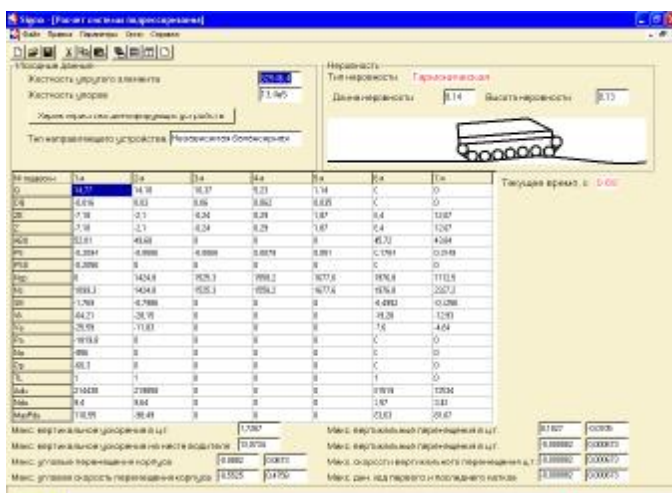


Рис. 7. Окно программы, позволяющее проводить пошаговый анализ результатов расчета при движении по неровностям

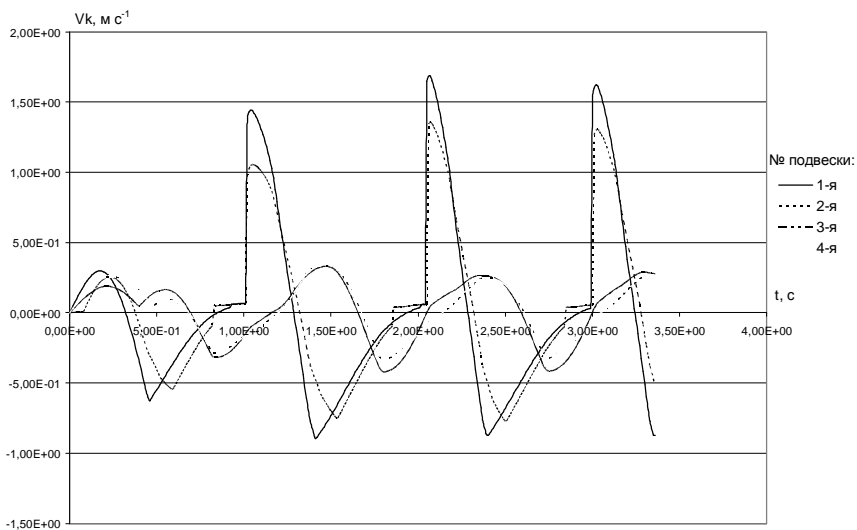


Рис. 8. Скорость колеса КМ при наезде на неровность

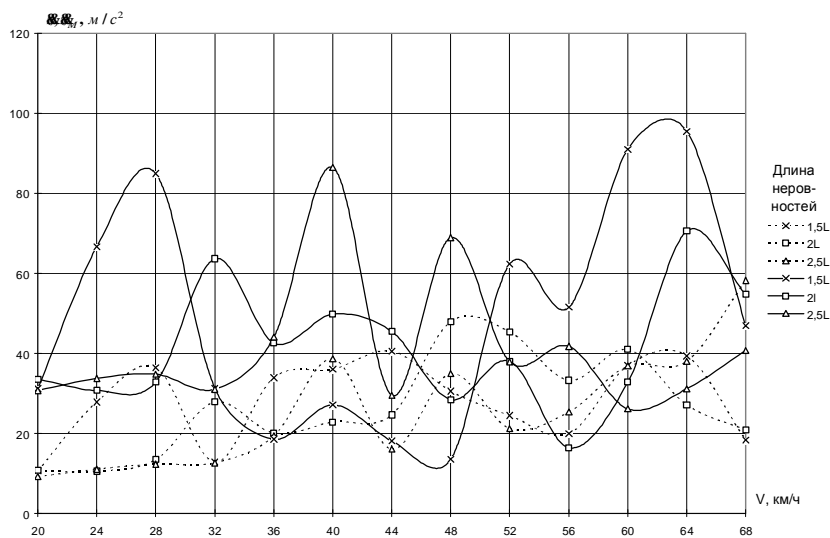


Рис. 9. Уровень вертикальных ускорений, возникающих при пробое подвески

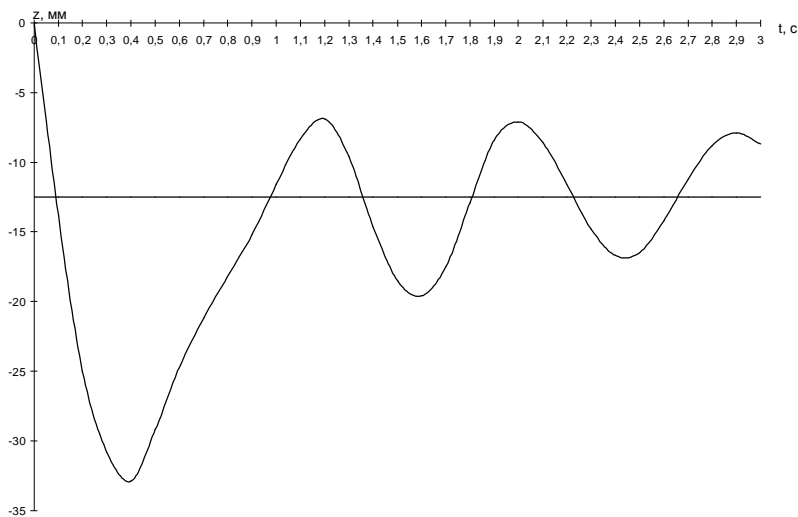


Рис. 10. Вертикальные колебания центра тяжести при наезде на единичную неровность

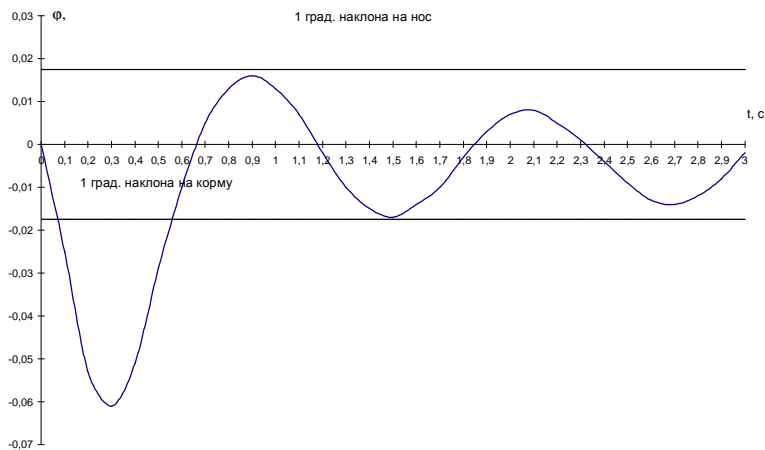


Рис. 11. Продольно-угловые колебания центра тяжести при наезде на единичную неровность

**Заключение.** Использование объектно-ориентированного программирования при создании системы автоматизированного анализа и синтеза СП ГKM обеспечило разработку рабочей среды с перспективой ее наращивания блоками параметрической и структурной оптимизации, а в конечном итоге и синтеза новых физических принципов действия узлов системы

подрессоривания.

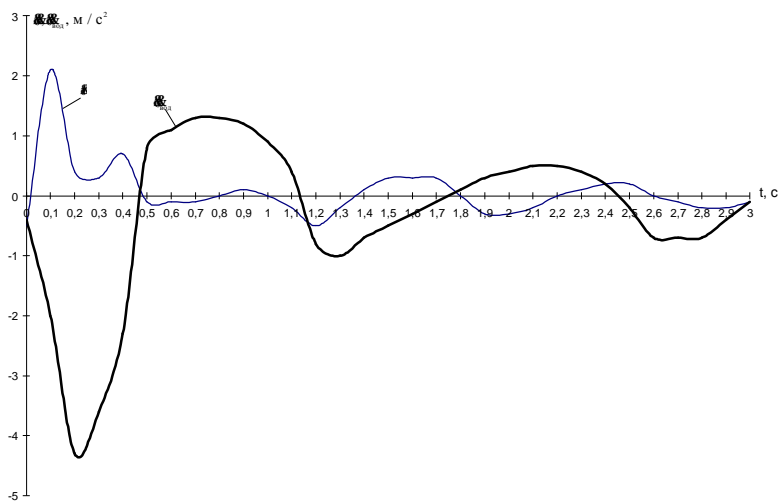


Рис. 12. Вертикальные ускорения центра тяжести и на месте водителя при наезде на единичную неровность

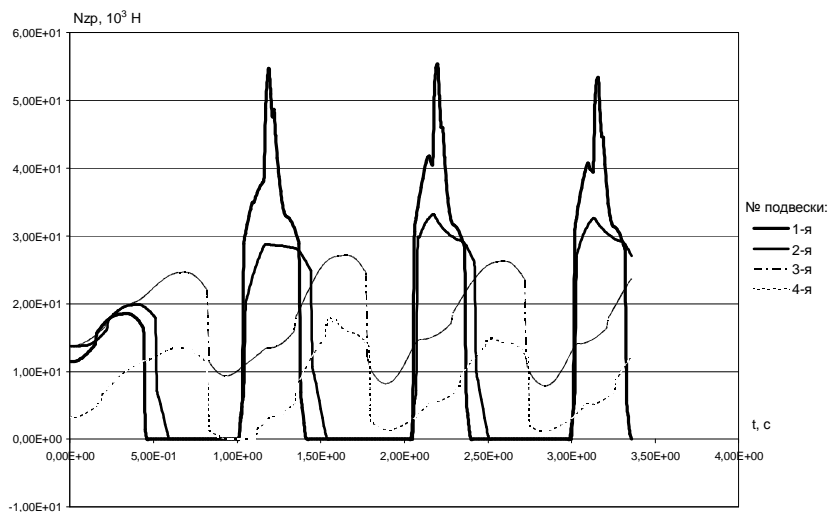


Рис. 13. Полная вертикальная составляющая реакции грунта на оси колеса

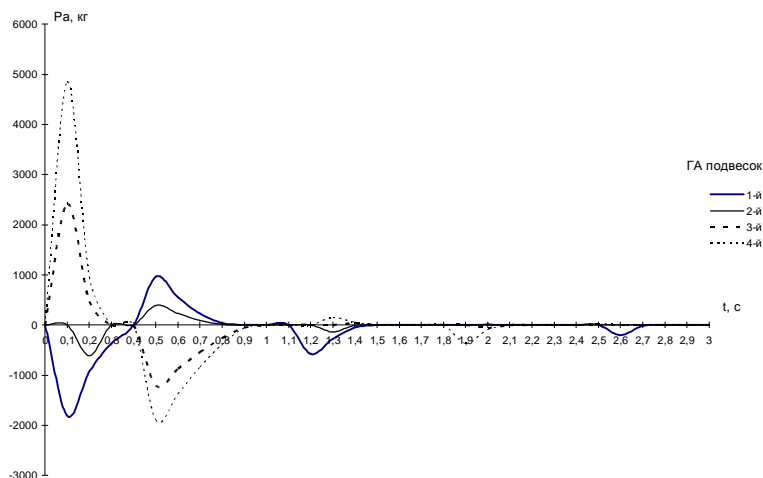


Рис.14. Усилие на штоках гидроамортизаторов при наезде на единичную неровность

**Список литературы.** 1. Аксенов П.В. Многоосные автомобили. – М.: Машиностроение, 1989. – 280с. 2. Александров Е.Е., Волонцевич Д.О., Карпенко В.А. и др. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 2001. – 642с. 3. Безбородова Г.Б., Галушко В.Г. Моделирование движения автомобиля. – Киев: “Вища школа”, 1978. – 167с. 4. Беккер М.Г. Введение в теорию систем местность – машина. – М.: Машиностроение, 1973. – 520с. 5. Гришкевич А.И. Автомобили: Теория. – Минск: Высшая школа, 1986. – 208с. 6. Вонг Дж. Теория наземных транспортных средств. – М.: Машиностроение, 1982. – 285с. 7. Динамика системы – шина – автомобиль - водитель /Под ред. А.А. Хачатурова. – М.: Машиностроение, 1976. – 536с. 8. Мартынюк А.А., Лобас Л.Г., Никитина Л.В. Динамика и устойчивость движения колесных транспортных машин. – М.: Машгиз, 1951. – 214с. 9. Певзнер Я.М., Гридасов Т.Г., Конев А.Д., Плетнев А.Е. Колебания автомобиля. – М.: Машиностроение, 1979. – 231с. 10. Платонов В.Ф. Полноприводные автомобили. – 2-е Изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 312с. 11. Платонов В.Ф., Леиашвили Г.Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М.: Машиностроение, 1986. – 296с. 12. Ротенберг Р.В. Колебания автомобилей и гусеничных машин / В кн. Вибрации в технике. – М.: Машиностроение, 1980. – с.452-477. 13. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля: колебания и плавность хода. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с. 14. Семенов В.М., Кондрашкин С.И., Контанислов С.П. О динамике автомобиля как колебательной системы со многими степенями свободы. // Автомобильная промышленность. – №4. – 1976. – с.21-23. 15. Силаев А.А. Спектральная теория поддрессирования транспортных машин. – М.: Машиностроение, 1972. – 192с. 16. Смирнов Г.А. Теория движения колесных машин. – М.: Машиностроение, 1981. – 272с. 17. Цитович И.С., Альгин В.Б. Динамика автомобиля. – Минск: Наука и техника, 1981. – 192с. 18. Яценко Н.Н., Прутчиков О.К. Плавность хода грузовых автомобилей, – М.: Машиностроение, 1969. – 220с. 19. Дмитриев А.А., Чобиток В.А., Тельминов А.В. Теория и расчет нелинейных систем поддрессирования гусеничных машин. – М., Машиностроение, 1976. – 207с. 20. Александров Е.Е., Грита Я.В., Дуценко В.В. и др. Колебания в транспортных машинах. – Киев: Випол, 1996. – 256 с. 21. Агейкин Я.С. Вездеходные колесные и комбинированные движители. – М.: Машиностроение, 1972.

Поступила в редколлегию 15.01.2006